سال سی و سه، شمارهٔ یک، ۱٤۰۰(۵۲-۳۵)
DOI: 10.22067/jacsm.2021.70588.1030

بررسی اثر پدیدهٔ کوران برروی فاکتورهای آسایش حرارتی در ساختمانی با دیوار شیشه‌ای*

مقاله پژوهشی

علیرضا عرب سلغار[۱] نوروز حیدری[۲] محمد شفیعی دهج[۳] افشین ایرانمنش[٤]

چکیده *استفاده از پنجره‌های بزرگ در ساختمان‌های مدرن یکی از طرح‌های محبوب در بین معماران و طراحان ساختمان است ولی افزایش مصرف انرژی در ساختمان به‌دلیل تشدید درفت ناشی از پنجره‌های بزرگ از جمله محدودیت‌ها در مقابل اجرای این طرح می‌باشد. هم‌چنین عدم امکان استفاده از سیستم‌های گرمایشی سنتی در محل پنجره‌ها از مشکلات دیگر فرا روی اجرای این طرح می‌باشد. در این مطالعه رویکرد استفاده از سیستم گرمایش جابه‌جایی اجباری با هدف کاهش اثرات کوران در قالب سه چیدمان مختلف از دمندهٔ هوای گرم که دارای جانمایی الف) در زیر پنجره، ب) در دیوارهای جانبی و ج) به‌صورت ترکیبی در زیر و بالای پنجره قرار گرفته‌است بااستفاده از تکنیک دینامیک سیالات محاسباتی شبیه‌سازی شده‌است. بررسی نتایج بااستفاده از مقایسهٔ توزیع دما و توزیع سرعت هوا برای هر سه چیدمان انجام شد و هم‌چنین آنالیز آسایش حرارتی بااستفاده از مدل فنگر برای هر سه حالت انجام گرفت. نتایج نشان دادند که حالت سوم با داشتن دمندهٔ ترکیبی که در آن از دمنده‌هایی در پایین و بالای پنجره استفاده شده‌است دارای مطابقت قابل قبولی با استانداردهای آسایش حرارتی اشری و ایزو ۷۷۳۰ است، به‌طوری‌که در ارتفاع حساس مچ پا و ناحیهٔ تنفسی در حالت نشسته و ایستاده، شاخص‌های مورد تحلیل در آسایش حرارتی در محدودهٔ تعریف‌شدهٔ استاندارد قرار گرفته‌است.*

واژه‌های کلیدی آسایش حرارتی، کوران، پوستهٔ شیشه‌ای، دینامیک سیالات محاسباتی.

مقدمه

در دهه‌های اخیر طراحی ساختمان‌هایی با پنجره‌های بزرگ با نسبت سطح پنجره به سطح دیوار (WWR) بزرگ رایج شده‌است. دلیل آن داشتن دید و نمای بهتر از محیط اطراف و هزینهٔ ساخت پایین‌تر عنوان شده‌است؛ به‌عنوان مثال ساختمان‌هایی با دیوارهای بتنی و پنجره‌های کوچک نسبت‌به ساختمان‌هایی با پنجره‌های بزرگ یا پوستهٔ شیشه‌ای هزینهٔ ساخت بالاتری دارند [1]؛ اما با افزایش سطوح شیشه‌ای در پوستهٔ ساختمان مشکلات مربوط به گرمایش، سرمایش و تهویهٔ مطبوع بیشتر ظاهر می‌شود. مطالعات انجام‌گرفته در این خصوص نشان داده‌اند که با افزایش سطوح شیشه‌ای در ساختمان میزان مصرف انرژی برای گرمایش و سرمایش ساختمان بالا می‌رود [2,3]. هم‌چنین ساختمان‌هایی با نسبت بزرگ سطح پنجره به سطح دیوار، مستعد ایجاد نارضایتی حرارتی در زمستان و گرم شدن زیاد در تابستان هستند که این امر ساختمان‌ها را در برابر حوادثی نظیر قطعی برق و خرابی سیستم تهویه آسیب‌پذیر کرده‌است [4,5]. باوجود این‌که در مطالعات مذکور، تمرکز برروی مصرف انرژی است ولی افزایش ابعاد پنجره و طراحی ضعیف آن می‌تواند برروی آسایش حرارتی ساکنان نیز تأثیر منفی بگذارد، به‌طوری‌که بر طبق مطالعه [6] بیشتر از ۵۰٪ کسانی که در ساختمان‌هایی با WWR بزرگ‌تر از ۵۰٪ اقامت دارند نسبت‌به

* تاریخ دریافت مقاله ۱٤۰۰/۳/٤ و تاریخ پذیرش آن ۱٤۰۰/۹/۲۳ می‌باشد.
(۱) دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکدهٔ فنی و مهندسی، دانشگاه ولی عصر(عج) رفسنجان، ایران.
(۲) دانش آموخته کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشکدهٔ فنی و مهندسی، دانشگاه ولی عصر(عج) رفسنجان، ایران.
(۳) نویسندهٔ مسئول: دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکدهٔ فنی و مهندسی، دانشگاه ولی عصر(عج) رفسنجان، ایران
Email: m.shafiey@vru.ac.ir.
(٤) مربی، گروه مهندسی عمران، دانشکدهٔ فنی و مهندسی، دانشگاه ولی عصر(عج) رفسنجان، ایران.

کسانی که در ساختمان‌هایی با نسبت WWR کمتر از ۵۰٪ زندگی می‌کنند پنجره‌ها را منبع اصلی نارضایتی حرارتی‌شان عنوان کرده‌اند. باتوجه به مطالعات انجام‌شده تأثیر پنجره و اندازهٔ آن روی آسایش حرارتی ساکنان مشهود است. برهم خوردن آسایش حرارتی از آن‌جا ناشی می‌شود که دمای سطح داخلی شیشه که به‌خوبی عایق نمی‌شود در اثر انتقال حرارت به‌صورت قابل توجهی کاهش پیدا می‌کند، به‌طوری‌که از دمای هوای داخل اتاق کمتر می‌شود و یک جریان هوای سرد رو به پایین در نزدیکی شیشه ایجاد می‌شود. این پدیده باعث تجمع هوای سرد در ارتفاعات نزدیک کف می‌شود. نتایج مطالعات [7,8] نشان می‌دهند که این جریان هوای سرد در صورت عدم وجود سیستم گرمایشی، می‌تواند تا ارتفاع ۰/۱ متر از کف در سطح فضا پخش شود. هایزلبرگ [7] تأثیر درفت را برروی آسایش حرارتی ساکنان بررسی کرده‌است و هم‌چنین در مطالعه‌ای [9] نشان داده شده‌است که یک پنجرهٔ به‌خوبی عایق‌بندی‌شده می‌تواند اثرات درفت را کم کند. این جریان هوای سرد در ناحیهٔ مچ پا می‌تواند باعث نارضایتی ساکنان شود [10,11] و در نتیجهٔ آن، ساکنان برای رفع این ناراحتی، اقدام به افزایش دمای سیستم گرمایشی می‌کنند که منجر به افزایش مصرف انرژی ساختمان می‌شود.

تعبیهٔ سیستم گرمایشی مناسب در زیر دیوارهای شیشه‌ای برای غلبه بر اثرات درفت موضوع اصلی چندین مطالعه بوده‌است که از جمله آن می‌توان به مطالعهٔ [12] اشاره کرد که در آن نویسندگان نتیجه گرفته‌اند که اجرای سیستم گرمایش از کف در زیر پنجره می‌تواند بر کاهش اثرات درفت تأثیر مثبت داشته باشد ولی افزایش دمای سیستم می‌تواند اثر جریان هوای سرد را افزایش دهد. پولسکیج و هالمبرگ در مطالعات [13,14] تأثیر سیستم‌های گرمایش قرنیزی را برای جلوگیری از جریان درفت در زیر پنجره‌های بزرگ مورد مطالعه قرار دادند و نتیجه گرفتند که این سیستم گرمایشی برای تأمین آسایش حرارتی ساکنان نیاز به بهبود دارد و می‌تواند با ترکیب شدن با سیستم‌های پمپ گرمایی مؤثرتر باشد. در مطالعهٔ [15] نویسندگان تأثیر منابع گرمایی تابشی را برروی اثرات درفت در پنجره‌های سنتی و سطوح کاملاً شیشه‌ای مورد بررسی قرار دادند و نتیجه گرفتند که حتی باوجود کاهش ضریب انتقال حرارت شیشه‌ها، افزایش ارتفاع پنجره اثرات سرمایشی آن را تشدید می‌کند.

در تمامی مطالعات انجام‌شده در این حوزه دیده می‌شود که با افزایش ابعاد پنجره، اثرات درفت نیز تشدید می‌شود و لزوم استفاده از یک سیستم گرمایشی مناسب نزدیک پنجره اجتناب‌ناپذیر است. یک رویکرد مؤثر در سیستم‌های تهویهٔ مطبوع ساختمان‌های تجاری استفاده از سیستم دمش هوا از کف می‌باشد که از یک فضای واقع در کف که بین دال بتنی سازه و کف کاذب تعبیه شده‌است برای تزریق هوا به فضای مورد تهویه استفاده می‌کند که مشخصات عملکردی حرارتی آن متفاوت با سیستم‌های سنتی تزریق هوا از سقف است و دارای الگوی جریان هوا از کف به سقف می‌باشد [16]. بیشتر مطالعات انجام‌شده در سیستم‌های دمش هوا از کف یا روی آنالیز مصرف انرژی این سیستم‌ها تمرکز دارند [17,18] یا آسایش حرارتی در این سیستم‌ها را بررسی کرده‌اند [19,20] و در جدیدترین تحقیقات این سیستم‌ها را بهینه‌سازی کرده‌اند [21].

باتوجه به مطالب بالا، مطالعات زیادی در بررسی عملکرد حرارتی این سیستم‌ها انجام شده‌است اما تاکنون مطالعه‌ای در استفاده از این سیستم‌ها برای از بین بردن اثرات درفت برروی پوستهٔ شیشه‌ای صورت نگرفته‌است. زوکووسکی [9] مطالعه‌ای روی تعیین حداقل سرعت و دبی جت هوای گرم برای غلبه بر درفت در پنجره‌های کوچک انجام داده‌است؛ بنابراین در این پژوهش سعی بر این است تا تأثیرات سیستم توزیع هوای گرم اطراف پنجره برروی جریان درفت بررسی گردد. در این سیستم از دمنده‌هایی در قالب سیستم دمش

از کف که در زیر پنجره نصب می‌شود استفاده گردید و هم‌چنین دمنده‌های جانبی در اطراف پنجره و دمندهٔ سقفی در بالای پنجره لحاظ شدند تا تأثیر این نوع چیدمان‌ها و ترکیب آنها برروی اثرات درفت بااستفاده از روش دینامیک سیالات محاسباتی بررسی شود. هم‌چنین شاخص‌های آسایش حرارتی ساکنان درسی تم‌های پیشنهادی مورد بررسی و مقایسه قرار گرفت.

شرح مسئله

در دهه‌های اخیر آسایش حرارتی و مدل‌سازی آن موضوع مورد مطالعهٔ تحقیقات بیشماری بوده‌است [22]. این مدل ها به‌طور کلی در دو دسته طبقه‌بندی می‌شوند: (۱) تعادل حرارتی و (۲) سازگاری. مدل تعادل حرارتی شامل تعیین حالات فیزیولوژیکی بدن انسان قبل از احساس حرارت و پیش‌بینی آسایش حرارتی در محیط مورد نظر است. این حالات فیزیولوژیکی شامل دمای پوست و بار گرمایی بدن انسان است. امروزه شناخته‌شده‌ترین مدل برای مدل‌سازی این حالت مدل فنگر است [23] که در چندین استاندارد بین‌المللی مانند استاندارد اشری [24] و استاندارد ایزو ۷۷۳۰ [25] به آن اشاره شده‌است. مدل فنگر بدن انسان را به‌صورت یک تودهٔ جرمی درنظر می‌گیرد که در آن فعل و انفعالات حرارتی رخ می‌دهد و از این طریق بار گرمایی کلی بدن انسان را محاسبه می‌کند و بااستفاده از یک معادلهٔ رگرسیون، احساس حرارتی ساکنان را که ممکن است گزارش دهند پیش‌بینی می‌کند. این احساس حرارتی اغلب به‌صورت میانگین احساس پیش‌بینی‌شده معرفی می‌شود (این شاخص رنج حرارتی بازه‌ای از ۳- تا ۳+ را در بر می‌گیرد و در مقدار صفر، شرایط حرارتی معتدل است). از نظر ریاضی مقدار PMV می‌تواند از محدودهٔ تعریف‌شده فراتر رود که نارضایتی حرارتی را در پی دارد. این شاخص معمولاً با شاخص درصد نارضایتی پیش‌بینی‌شده ارائه می‌شود [23]. هم‌چنین شاخص نارضایتی در اثر جریان سرد پایین‌رونده با شاخص نرخ درفت در فضاهای تهویه‌شده مطابق استاندارد اشری [24] و ایزو ۷۷۳۰ [25] تخمین زده می‌شود.

در این مطالعه، تهویهٔ اتاقی با پوستهٔ تمام‌شیشه‌ای همراه با دمش هوای گرم اطراف پنجره شبیه‌سازی می‌شود. هندسهٔ مورد بررسی اتاقی با طول ٦/٥ m، عرض ٤/٥ m و ارتفاع ۳ m است. چهار مجرا برای ورود هوای گرم به اتاق درنظر گرفته شده‌است؛ یک مجرا در زیر پنجره و دو مجرا در دیوارهای جانبی در مجاورت پنجره و یک مجرا هم در سقف تعبیه شده‌است (شکل ۱).

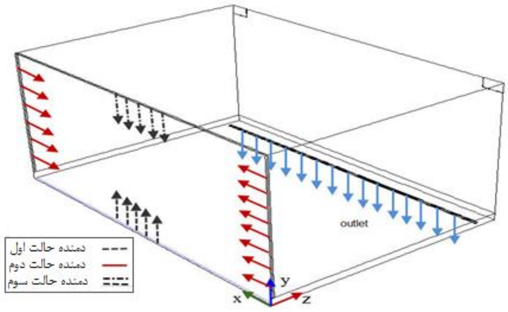
در این مطالعه فرض می‌شود که فضای مورد بررسی یک اتاق برای حضور دو انسان می‌باشد. اتاق تنها یک دیوار خارجی دارد که تمام آن از پنجره‌ای سه جداره بدون چارچوب و طاقچه می‌باشد (شکل ۱). هم‌چنین فرض می‌شود که بقیهٔ دیوارها، کف و سقف اتاق در مجاورت با فضای تهویه‌شده می‌باشند. بنابراین تنها منبع اتلاف گرما، جدار شیشه‌ای می‌باشد. دیفیوزرهای تأمین هوای گرم ورودی مستطیلی‌شکل هستند و در سه حالت مختلف به شرح ذیل قرار گرفته‌اند:

(۱) کانال در زیر پنجرهٔ واقع در کف کاذب؛

(۲) کانال در دیوارهای جانبی اطراف پنجره؛

(۳) کانال در زیر پنجرهٔ واقع در کف کاذب و در بالای پنجرهٔ در سقف کاذب (سیستم ترکیبی دمش هوای گرم).

در تمامی حالت‌های بالا فرض می‌شود که کانال برگشت هوا در کف و در دیوار مقابل پنجره می‌باشد و دارای سطح مقطع مستطیلی می‌باشد. ساختار قرارگیری کانال‌ها براساس استاندارد اشری ۵۵ می‌باشد. در فضای مورد بررسی فرض می‌شود که اتاق خالی و بدون تجهیزات می‌باشد. در جدول (۱) موقعیت اتاق و کانال‌های رفت و برگشت و ابعاد مربوط بیان شده‌اند.



شکل ۱ مدل اتاق مورد استفاده به‌عنوان هندسهٔ مسئله

جدول ۱ ابعاد هندسهٔ مسئله و موقعیت مجراهای ورودی و خروجی

	موقعیت (m)			ارتفاع (m)	عرض (m)	طول (m)
	y	z	x	Δy	Δz	Δx
فضای نمونه	۰/۰	۰/۰	۰/۰	۳/۰	٤/٥	٦/٥
دیوار خارجی شیشه‌ای	۰/۰	۰/۰	۰/۰	۳/۰	۰/۰	٦/٥
مجرای هوای ورودی واقع در کف	۰/۰	۰/۰	۰/۰	۰/۰	۰/۰۲٥	٦/٥
مجرای هوای ورودی دیوار (I)	۰/۱٥	۰/۰	۰/۰	۲/۸٥	۰/۰۲٥	۰/۰
مجرای هوای ورودی دیوار (II)	۰/۱٥	۰/۰	٦/٥	۲/۸٥	۰/۰۲٥	۰/۰
مجرای هوای ورودی در سقف	۳/۰	۰/۰	۰/۰	۰/۰	۰/۰۲٥	٦/٥
مجرای هوای خروجی در کف	۰/۰	٤/۲	۰/۱	۰/۰	۰/۰۲٥	٦/۳

معادلات حاکم

در این تحقیق معادلات حاکم شامل دو بخش معادلات مربوط به جریان و انتقال حرارت و معادلات مربوط به احساس آسایش حرارتی افراد می‌باشد. معادلات حاکم بر جریان پایا و غیر قابل تراکم و با فرض ثابت بودن خواص فیزیکی سیال شامل معادلات زیر ا ست. طبق معادلات (۱ تا ۳) داریم:

معادلهٔ پیوستگی:

$$\nabla.\vec{V} = 0 \qquad (۱)$$

معادلهٔ ممنتوم:

$$\rho(\vec{V}.\nabla V) = -\nabla P + \mu_{eff}\nabla^2\vec{V} + \vec{S} \qquad (۲)$$

معادلهٔ انرژی:

$$V.\nabla T = \alpha\nabla^2 T + q_s'' \qquad (۳)$$

که طبق معادلات (٤ و ٥):

$$\vec{V} = u_i + v_j + w_k \qquad (٤)$$

$$\nabla = \frac{\partial}{\partial x}i + \frac{\partial}{\partial y}j + \frac{\partial}{\partial w}k \qquad (٥)$$

جملهٔ آخر در سمت را ست معادلهٔ (۲) ا صطلاحاً تنش آشـــفتگی یا تنش رینولدز اســـت. تنها تفاوت معادلات جریان آرام با آشـــفته نیز فقط حضـــور همین عبارت می‌باشد. در معادلهٔ انرژی نیز برای جریان آشفته جمله جدیدی با عنوان شـــار حرارتی اغتشـــاشـــی $(\tilde{q_s})$

وارد می‌شـود. از مطرح‌ترین مدل‌های اغتشـاشـی برای محاسـبۀ جریان هوای داخل سـاختمان می‌توان به مدل‌های دو معادله‌ای اشاره کرد. در این مدل، تنش‌ها و شـارهای اغتشـاشـی پدیدآمده در معادلات اغتشـاشـی حاکم را می‌توان برمبنای تقریب بوزینسـک به‌صـورت رابطۀ زیر مدل کرد:

$$\overset{r}{S} = \left[\mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)\right] - \frac{2}{3}\left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right)\delta_{ij} \qquad (۶)$$

از بین تمامی مدل‌های دو معادله‌ای برای مدل‌سازی جریان مغشـوش در محیط داخلی سـاختمان مدل k-ε RNG دارای پایداری بهتری می‌باشد [26].

همان‌گونه که در قسمت قبل بیان شد در فصل سرد سال امکان پدیدۀ درفت مخصوصاً در پنجره‌های بزرگ بسیار محتمل می‌باشد. بدین ترتیب که جریان گرم هوا به واسطۀ اختلاف چگالی در نزدیکی پنجره به‌سمت بالا حرکت می‌کند اما باتوجه به انتقال حرارت با جدار سرد شیشه دمای آن کاهش می‌یابد و درنتیجه جهت جریان عکس می‌شود و به‌سمت کف فضا تغییر مسیر می‌دهد [23]. این جریان سرد در فضا باعث به‌هم‌ریختگی آسایش حرارتی می‌شود که شکایت ساکنان را به‌همراه خواهد داشت. غلبه بر این جریان سرد رو به پایین بااستفاده از دمندۀ هوای گرم و تحلیل آسایش حرارتی بااستفاده از مدل فنگر هدف اصلی این مطالعه است. شبیه‌سازی و حل مسئله بااستفاده از دینامیک سیالات محاسباتی انجام می‌شود.

ایدل به‌کارگیری مدل‌های آسایش حرارتی به دهۀ ۱۹۶۰ میلادی باز می‌گردد. در سال ۱۹۷۰ فنگر اولین مدل تحلیلی برای پیش‌بینی شرایط آسایش حرارتی را ارائه کرد. مدل فنگر یک مدل پایا و تک‌نقطه‌ای محسوب می‌شود که با وجود گذشت زمان نسبتاً زیادی از ارائۀ آن هنوز هم به‌عنوان پرکاربردترین مدل تحلیلی آسایش حرارتی مطرح است. در این مدل شرایط حرارتی بدن به دو عامل فردی (نرخ متابولیک و میزان عایق‌بندی لباس) و چهار عامل محیطی (دمای هوا، دمای متوسط تابشی، فشار بخار هوا و سرعت هوا) وابسته است. این عوامل مؤثر بر شرایط حرارتی بدن را در قالب شاخص واحدی به نام میانگین آرای افراد نسبت‌به شرایط گرمایی محیط (PMV) بیان می‌کنند. مقدار این شاخص برمبنای رابطۀ (۷) محاسبه می‌شود. شاخص میانگین آرای افراد نسبت‌به شرایط گرمایی محیط احساس حرارتی ساکنان را (آرای گروه بزرگی از افراد) نسبت‌به شرایط گرمایی محیط بررسی و ارزیابی می‌کند. این شاخص یک مقدار کمّی را به احساس حرارتی عمومی افراد نسبت می‌دهد که با تعیین آن می‌توان نسبت‌به تحلیل شرایط حرارتی، بهبود و بهینه‌سازی آن اقدام کرد. مقدار این شاخص، عددی صحیح بین ۳+ تا ۳− است که حس دمایی متناسب با هر عدد صحیح از گرم تا سرد براساس این شاخص سنجیده می‌شود. براساس پیشنهاد استاندارد ایزو ۷۷۳۰ مقدار متناسب این شاخص بین ۰/۵− تا ۰/۵+ می‌باشد [14]:

$$\begin{aligned} PMV &= (0.303e^{-0.036M} + 0.028)(M-W) \\ &-3.05\times10^{-3}\times[5733-6.99(M-W)-p_a] \\ &-0.42\times[(M-W)-58.15]-1.7\times10^{-5}M(5867-p_a) \\ &-0.0014M(34-t_a)-3.96\times10^{-8}f_{cl} \\ &\times\left[(t_{cl}+273)^4-(t_r+273)^4\right]-f_{cl}h_c(t_{cl}-t_a) \end{aligned} \qquad (۷)$$

$$\begin{aligned} t_{cl} &= 35.7-0.028(M-W)-I_{cl}\{3.96\times10^{-8}f_{cl} \\ &\left[(t_{cl}+273)^4-(t_r+273)^4\right]+f_{cl}h_c(t_{cl}-t_a)\} \end{aligned} \qquad (۸)$$

که M نرخ متابولیک است که بر واحد (met) سنجیده می‌شود. W میزان کار خارجی افراد (W/m²)، p_a فشار جزئی بخار هوا (Pa)، t_a دمای هوا (°C)، t_{cl} دمای سطح لباس افراد (°C)، t_r دمای متوسط تابشی (°C)، Icl مقاومت حرارتی لباس (W/m²°C)، f_{cl} فاکتور لباس (بی‌بعد) و h_c ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی روی سطح لباس (W/m²°C) می‌باشد. همچنین بااستفاده از میانگین شاخص حرارتی، می‌توان درصد نارضایتی افراد از محیط PPD را از طریق رابطۀ (۹) تعیین کرد:

$$PPD = 100 - 95 \exp(-0.3353 PMV^4 - 0.2179 PMV^2) \quad (۹)$$

درفت شکایت اصلی افراد در فضاهای اشغال‌شده در فصل سرد سال می‌باشد که به‌صورت یک سرمایش محلی ناخواسته بدن است و تابعی از دما، سرعت جریان و شدت اغتشاش جریان هوا می‌باشد. مقدار درصد افرادی که در فضاهای مورد استفاده پدیدهٔ درفت را تجربه می‌کنند توسط روش‌های مختلفی به‌دست می‌آید. درفت را می‌توان از رابطهٔ زیر به‌دست آورد [14]:

$$DR = (34 - t_{air})(v_{air} - 0.05)^{0.62}(3.143 + 0.3696.TI.v_{air}) \quad (۱۰)$$

براساس استاندارد ایزو ۷۷۳۰ درصد نارضایتی بر اثر پدیدهٔ درفت در مناطق اشغال‌شده توسط ساکنان باید کمتر از ۱۵٪ باشد.

در این مطالعه فرض می‌شود که هوای خروجی از کانال‌ها دمایی ثابت و به‌صورت یکنواخت می‌باشند. هم‌چنین دبی هوای تهویه در تمام فرآیند حل ثابت می‌باشد. به‌منظور بررسی اثر دمای هوای ورودی بر توزیع پارامترهای آسایش حرارتی، محدودهٔ دمایی ºC ۲۲–۲۶ برای هوای تازه در نظر گرفته می‌شود [9]. به‌منظور بررسی عملکرد سیستم توزیع هوا برای حالت گرمایش و امکان مقایسهٔ آن در شرایط مختلف، در سیستم‌های مورد بررسی دبی جریان هوای ورودی به اتاق در محدودهٔ m^3/s ۰/۲۸۸ –۰/۱۴۴ لحاظ می‌شود [۹] که این مقدار برابر با ۱۶–۸ بار تعویض هوای اتاق در ساعت است که مطابق با استاندارد اشری می‌باشد.

فرض می‌شود که پوستهٔ خارجی از یک پنجرهٔ سه‌جداره تشکیل گردیده که برای بالا بردن مقاومت حرارتی، بین لایه‌های آن با گاز آرگون پر شده‌است. بنابراین ضریب انتقال حرارت کلی این جدار شیشه‌ای $1/2 W/m^2.{}^oC$ و دمای طرح خارج با روش یک درصد در شهر کرمان -۱۰^oC لحاظ می‌شود. دیوارها به‌جز دیوار خارجی شیشه‌ای به‌عنوان دیوار داخلی و از لحاظ انتقال حرارت عایق انتخاب شده‌اند. در این پژوهش از به‌کار بردن مدل انسانی برای شبیه‌سازی انتقال حرارت بدن صرف‌نظر شده‌است و فقط شاخص آسایش حرارتی افراد و میزان نارضایتی از شرایط حرارتی محیط و میزان نارضایتی در اثر سرمایش موضعی به‌کمک مدل فنگر پیش‌بینی شده‌است. از قرار دادن مبلمان، میز و صندلی و تجهیزات اضافی به‌دلیل تأثیرات آن برروی تداخل جریان خودداری شده‌است. اتاق برای امور اداری با حداکثر دو نفر به‌عنوان کارمند با فعالیت بدنی آرام (مطالعه یا استراحت) با نرخ متابولیسم $۵۸W/m^2$ به‌کار می‌رود. ضمن این‌که میزان مقاومت حرارتی لباس افراد برای لباس متداول زمستانه در فضاهای داخلی برابر با $۰/۱۵۵W/m^2\ {}^oC$ می‌باشد [23].

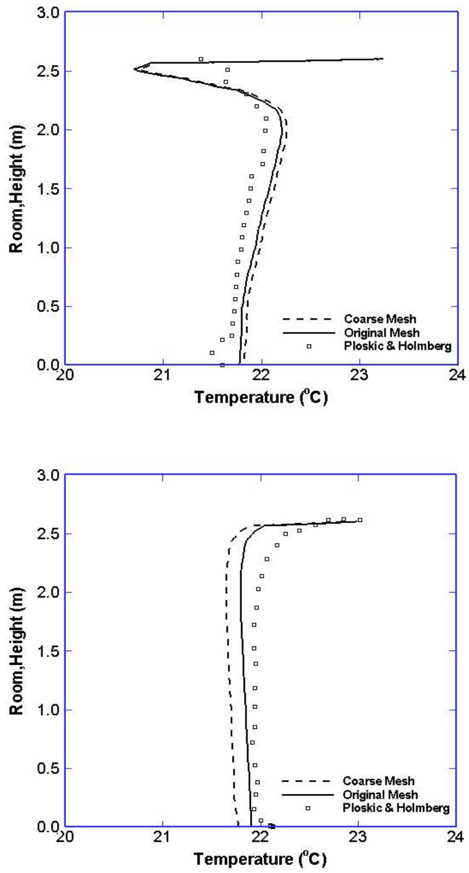
روش حل و بررسی صحت مدل‌سازی

هندسهٔ مورد بررسی توسط نرم‌افزار گمبیت نسخهٔ ۲,٤,٦ تولید شده‌است. شبکه‌بندی هندسه از نوع ساختاریافته و سلول های به‌کاررفته از نوع شش‌وجهی می‌باشد.

در مطالعهٔ حاضر از نسخهٔ ٦,٣,٢٦ نرم‌افزار فلوئنت برای انجام محاسبات و حل معادلات حاکم در میدان جریان مورد نظر استفاده شده‌است. برای ارتباط فشار و سرعت جریان از الگوریتم سیمپل استفاده شده‌است. از روش مرتبه دوم مرکزی برای گسسته‌سازی معادلات استفاده شده‌است و شبکه‌بندی هندسه از نوع با سازمان می‌باشد. هم‌چنین برای مدل‌سازی جریان مغشوش از مدل k-ε RNG که مدلی مناسب برای یک جریان با رینولدزهای پایین به‌ویژه مسائل تهویهٔ مطبوع می‌باشد استفاده شده‌است [26].

به‌منظور بررسی صحت مدل حاضر، نتایج شبیه‌سازی از مدل به‌کار گرفته‌شده با نتایج پلاسکیچ و هولمبرگ [12] در شکل (۲) مقایسه شده‌است. شکل (۲) پروفیل سرعت هوا را در وسط اتاق درراستای عمودی نشان می‌دهد. همان‌گونه که مشاهده می‌شود

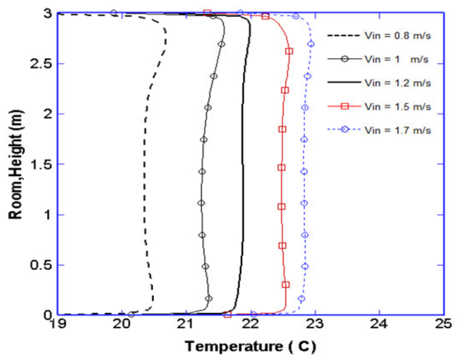
مدل حاضر دارای دقت قابل قبولی می‌باشد.



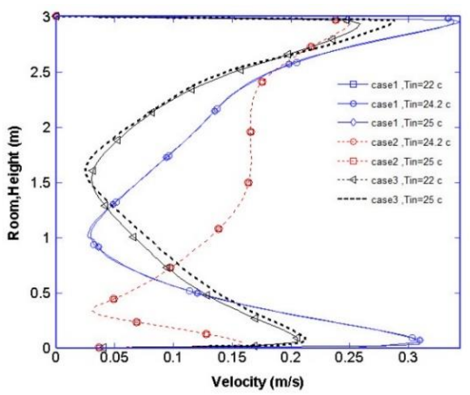
شکل ۲ مقایسهٔ نتایج شبیه‌سازی مدل *به‌کار* گرفته‌شده با نتایج پلاسکیچ و هولمبرگ

نتایج

شکل (۳) تأثیر نرخ جریان هوای ورودی به اتاق را برروی توزیع دمای اتاق برای حالت اول نشان می‌دهد. دمای هوای خارج‌شده از دمنده‌ها برای تمامی سرعت‌های ورودی ثابت و مقدار آن ۲۵°C است. همان‌طور که در شکل ملاحظه می‌شود در همهٔ نرخ‌های جریان ورودی تغییرات پروفیل دما در فاصلهٔ بین مچ پا تا ناحیهٔ سر و گردن (ارتفاع ۱/۷-۰/۱ متر) برای یک فرد در حالت ایستاده بسیار ناچیز است. مقدار مجاز این محدودهٔ تغییرات دما برطبق استاندارد اشری و ایزو ۷۷۳۰ حداکثر ۳°C است (تغییرات دمای عمودی بین کف تا سقف). اما باتوجه به شکل ملاحظه می‌شود که این تغییرات بسیار کمتر از مقدار توصیه‌شده در استانداردهای جهانی است و ما شاهد توزیع دمای کاملاً یکنواخت در اتاق هستیم. همچنین نتایج حاصل از بررسی باتوجه به شکل نشان می‌دهند که با افزایش نرخ جریان هوای ورودی، تغییرات دما برای هر حالت یکنواخت‌تر می‌شود. تنها مسئله‌ای که از پروفیل‌های دما در شکل به‌خوبی مشهود است این است که با افزایش نرخ جریان هوای ورودی، دمای آسایش نیز افزایش می‌یابد. باتوجه به شکل (۳) در کم‌ترین نرخ جریان ورودی (V=۰/۸m/s) دمای هوا بین ۲۰/۵ °C-۲۰ و در بیشترین نرخ جریان هوا (V=۱/۷m/s) دمای هوای اتاق به حدود ۲۳°C می‌رسد. نتایج حاصل از تأثیرات نرخ جریان هوا برروی توزیع دمای هوا در اتاق برای هر سه حالت در جدول (۲) آورده شده‌است.



شکل ۳ تأثیر نرخ جریان هوای ورودی به اتاق برروی دمای آسایش برای حالت اول



شکل ٤ نمودار توزیع سرعت هوا روی صفحهٔ متقارن واقع در مرکز اتاق

همان‌طور که می‌دانیم مقدار سرعت هوا یکی از فاکتورهای اصلی برای تعیین آسایش حرارتی سیستم تهویهٔ مطبوع است. برای این‌که آسایش حرارتی برقرار باشد سرعت هوا در اتاق نباید از مقادیر مشخصی بالاتر باشد. بر طبق استاندارد اشری و ایزو ۷۷۳۰ محدودهٔ سرعت مجاز هوا در فضا باید بین ۲/۲۵m/s –۰/۰ باشد. باتوجه به استانداردهای آسایش، سرعت هوای بالاتر از ۲/۲۵m/s موجب برهم خوردن شرایط تعادل دمایی و نیز افزایش نوسانات سرعت هوا می‌شود که یکی از دلایل اصلی نارضایتی حرارتی و ایجاد پدیدهٔ درفت یا سرمایش موضعی می‌باشد.

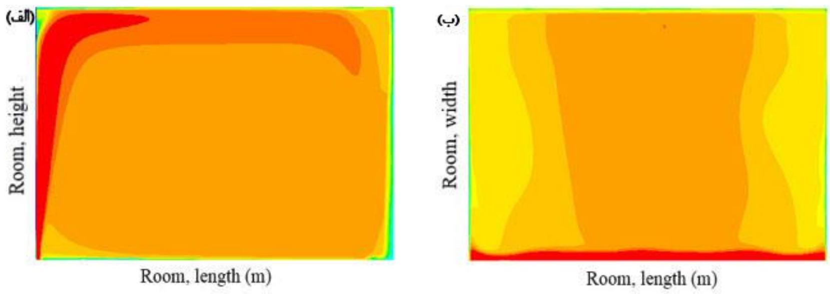
شکل (٤) نمودار توزیع سرعت هوا روی صفحهٔ تقارن واقع در مرکز اتاق را نشان می‌دهد. نتایج شبیه‌سازی حاکی از آن است که تغییرات دمای هوای ورودی از دمنده‌ها در هر سه حالت موقعیت دریچه‌ها برروی توزیع سرعت هوا در اتاق تأثیر چندانی ندارد و در تمامی حالات، تغییرات سرعت نسبت‌به تغییرات دمای هوای ورودی از دمنده‌ها ناچیز و قابل صرف‌نظر کردن است. باتوجه به بررسی نتایج شبیه‌سازی در هر سه حالت موقعیت دریچه‌های هوای ورودی به اتاق، سرعت V=۱/۵ m/s و دمای T=۲۵°C بهترین نتیجه را برحسب توزیع دما و توزیع سرعت هوا در اتاق در پی دارد. بنابراین این شرایط به‌عنوان شرایط پایه برای مقایسهٔ هر سه حالت در نظر گرفته می‌شود و نتایج حاصل از شبیه‌سازی براساس این شرایط ارائه می‌شود.

شکل‌های (۵– الف) توزیع دمای آسایش فضای اتاق را در شرایط پایه (T=۲۵°C ، V=۱/۵ m/s) در صفحهٔ تقارن در مرکز اتاق که در فاصلهٔ طولی ۳/۲۵m =x می‌باشد به‌ترتیب برای حالت اول، دوم و سوم نشان می‌دهند. هم‌چنین در شکل‌های (۵– ب) توزیع دمای هوای اتاق در شرایط پایه برای صفحهٔ افقی واقع در ارتفاع ۱/۱ m نشان داده شده‌است. همان‌طور که در شکل (۵) مشاهده می‌شود توزیع دمای یکنواخت در محدودهٔ ۲۲/٤°C– ۲۱/۸ برای حالت اول از سیستم گرمایش به‌دست آمده‌است. هوای گرم ورودی به‌دلیل تماس با سطح سرد شیشه و افزایش انتقال حرارت از آن دچار کاهش دما می‌شود و درنهایت دمای یکنواختی را در سراسر فضای اتاق به‌وجود می‌آورد. باتوجه به شکل (۵– ب) مربوط به حالت اول، در محدودهٔ مرکز اتاق، توزیع دما تقریباً یکنواخت می‌باشد به‌طوری‌که اختلاف دمای این ناحیه ۰/۲°C است. باتوجه به توزیع دمای نشان داده‌شده برای دمنده‌های جانبی هوا (حالت دوم) درمی‌یابیم که در اثر جریان هوای گرم جانبی برروی پنجره، میدان دما در اعظم قسمت‌های اتاق تقریباً یکنواخت‌تر از دو حالت دیگر می‌باشد به‌طوری‌که در محدودهٔ وسیعی از فضای اتاق، اختلاف دما از ۰/٤ °C بالاتر نمی‌رود، ولی این سیستم نتوانسته بر اثرات جریان سرمایشی پنجره به‌خوبی غلبه کند و شاهد کاهش دمای هوا در اتاق هستیم. از شکل (۵) کاملاً پیداست که توزیع دما در قسمت‌های اشغال‌شدهٔ اتاق برای سیستم ترکیبی دمش هوا (حالت ۳) دارای یکنواختی بیشتری است. هم‌چنین این سیستم بر اثرات سرمایشی پنجره به‌خوبی غلبه کرده‌است و توزیع دمای یکنواختی را در اتاق خصوصاً در قسمت‌های انتهایی آن که محل تردد افراد می‌باشد، نتیجه می‌دهد.

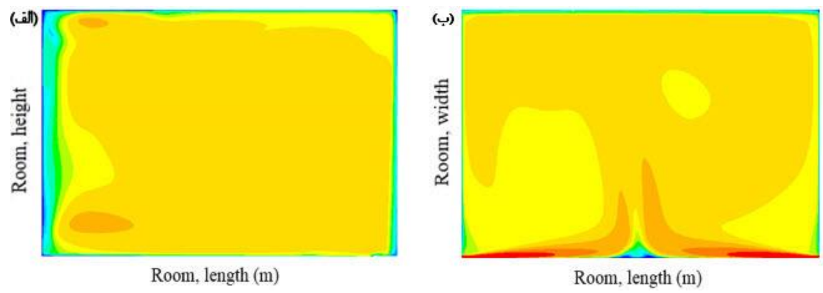
همان‌طور که در بالا ذکر شد بیشینه تغییرات عمودی دما در هر سه سیستم مورد بررسی کمتر از ۳ °C است که مطابقت خوبی را با استاندارد ایزو ۷۷۳۰ در مورد عدم نارضایتی حرارتی در اثر توزیع ناهمگن دما در اتاق دارد.

جدول۲ نتایج حاصل از تأثیرات نرخ جریان هوا برروی توزیع دمای هوا در اتاق

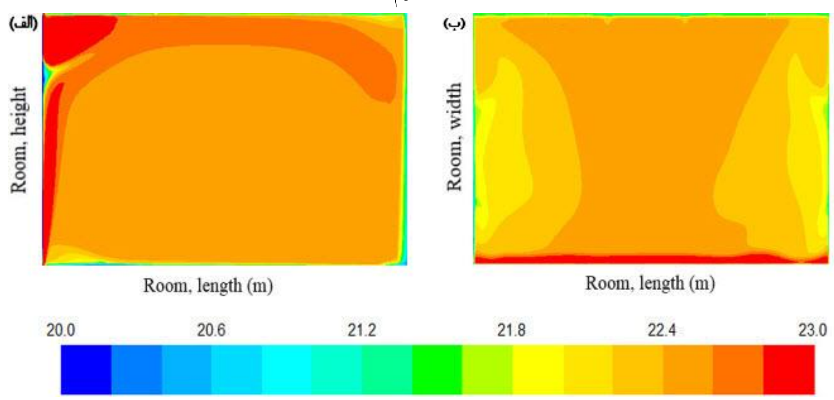
سرعت جریان هوای ورودی (m/s)	توزیع دمای عمودی در ناحیهٔ مچ پا و همچنین در ناحیهٔ تنفسی افراد (°C)								
	حالت اول			حالت دوم			حالت سوم		
	m۰/۱	m۱/۱	m ۱/۷	m۰/۱	m۱/۱	m ۱/۷	m۰/۱	m۱/۱	m ۱/۷
۰/۸	۲۰/۵	۲۰/۲	۲۰/۲	۲۰/۳	۲۰/۲	۲۰/۲	۲۰/٦	۲۰/۳	۲۰/٤
۱/۰	۲۱/۳	۲۱/۲	۲۱/۳	۲۱/۵	۲۱/۳	۲۱/۳	۲۱/۳	۲۱/۰	۲۰/٤
۱/۲	۲۱/۷	۲۱/۸	۲۱/۸	۲۱/۷	۲۱/۵	۲۱/۷	۲۱/۵	۲۱/۳	۲۱/۷
۱/۵	۲۲/٦	۲۲/۵	۲۲/۵	۲۲/۵	۲۲/۳	۲۲/۵	۲۲/۷	۲۲/۵	۲۲/۵
۱/۸	۲۳/۸	۲۳/۸	۲۳/۹	۲۳/۹	۲۳/۷	۲٤/۰	۲٤/۰	۲۳/۷	۲٤/۸



حالت اول

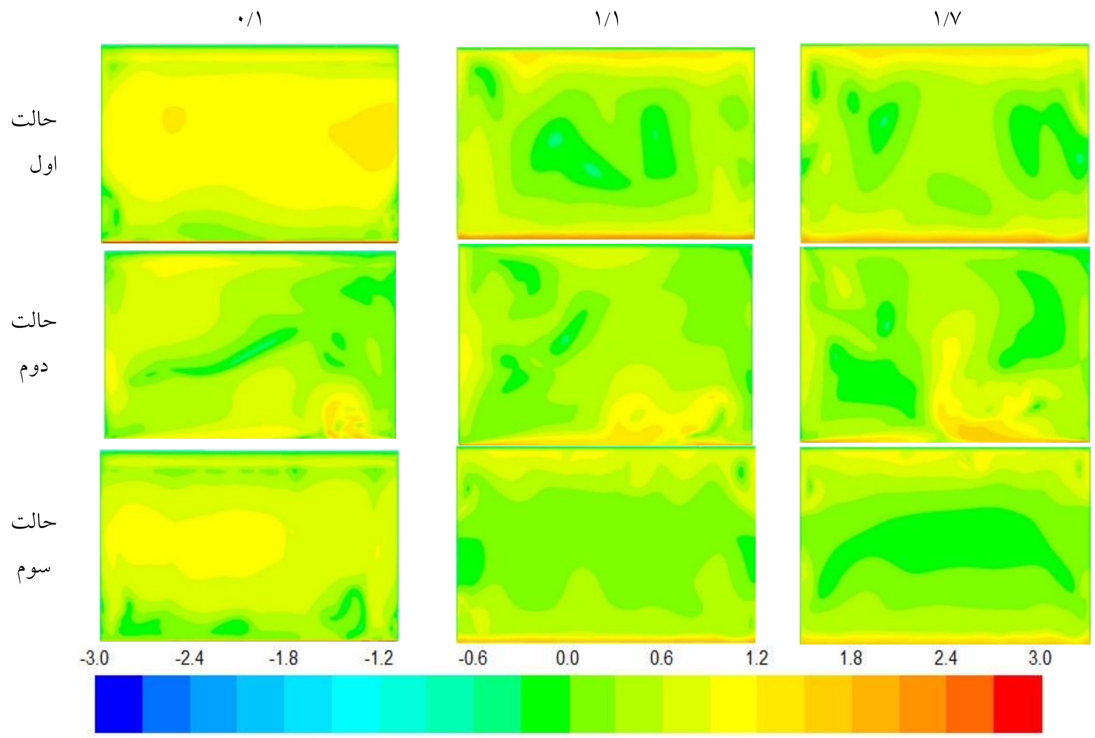


حالت دوم



حالت سوم

شکل ۵ الف) توزیع دمای عمودی اتاق در فاصلهٔ طولی x = ۳/۲۵m واقع در مرکز اتاق و ب) توزیع دمای افقی در ارتفاع y = ۱/۱m برای هر سه حالت مورد بررسی در شرایط پایه (T=۲۵°C ، V=۱/۵ m/s)



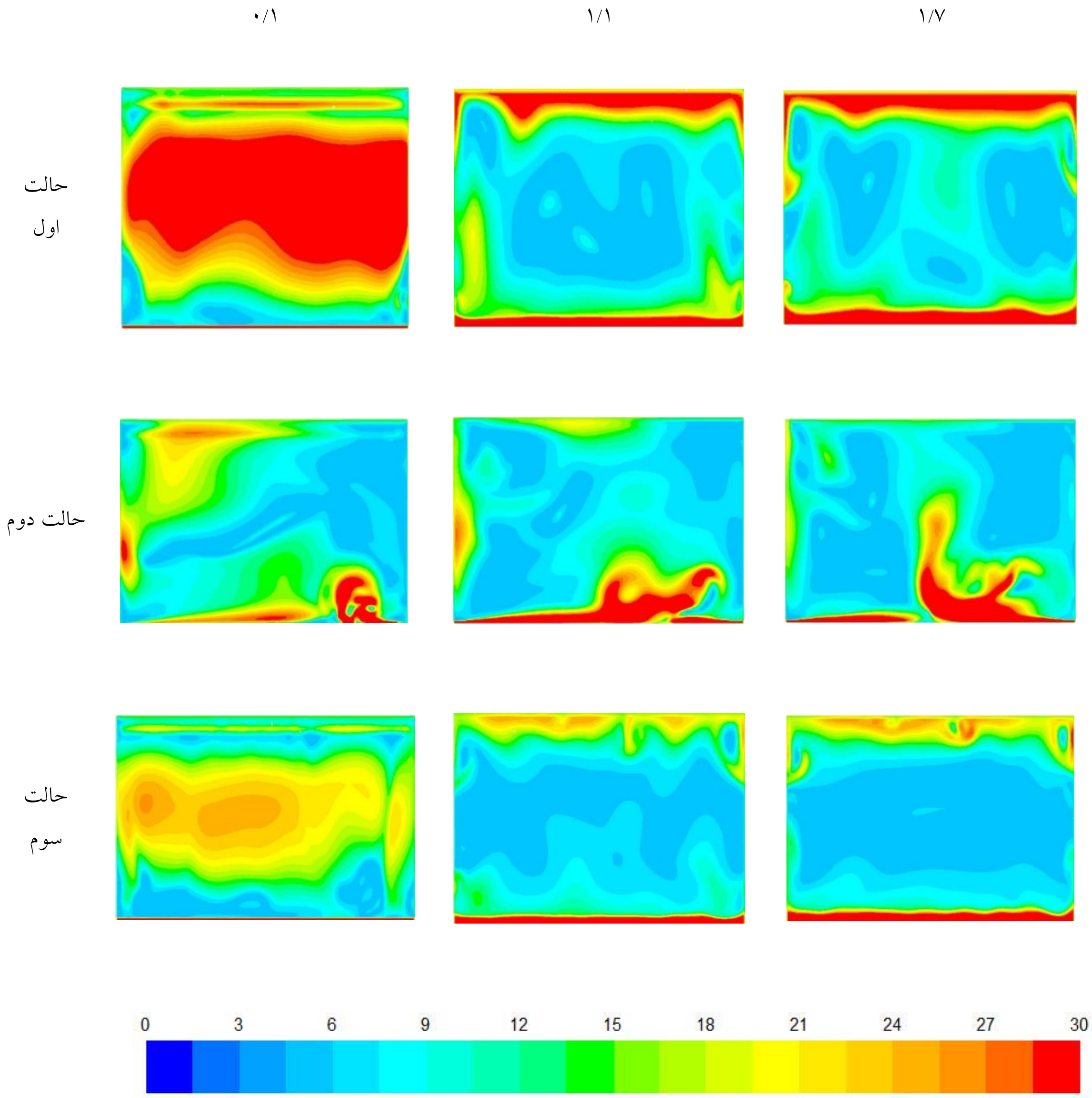
شکل٦ توزیع افقی شاخص میانگین آرای افراد (PMV) در فاصلهٔ m ۰/۱, ۱/۱و ۱/۷ متر از کف اتاق برای سه حالت

دو شاخص میانگین احساس پیش‌بینی‌شده و درصد نارضایتی پیش‌بینی‌شده برای ارزیابی شرایط آسایش حرارتی عمومی در سه حالت موقعیت مکانی دریچه‌های ورودی هوا مورد بررسی و مقایسه قرار گرفتند. در شکل (٦) نتایج حاصل از آنالیز شاخص آسایش حرارتی PMV نمایش داده شده‌است. با توجه به شکل (٦) در حالت اول در آن نواحی از اتاق که جزو ناحیهٔ سکونت افراد به‌شمار می‌رود، مقدار شاخص PMV کمتر از ۰/۵ است و مطابقت خوبی با مقدار توصیه‌شده در استاندارد ایزو ۷۷۳۰ دارد. شایان ذکر است که تنها در نواحی نزدیک به سطوح پنجره و دیوارهای داخلی، مقدار این شاخص کمی از مقدار توصیه‌شده در استاندارد بیشتر می‌باشد؛ اما باتوجه به این نکته که این نواحی در محدودهٔ حضور افراد قرار نمی‌گیرند، این مقدار انحراف از استاندارد قابل چشم‌پوشی است. باتوجه به نتایج حالت اول در ارتفاع ۰/۱ متر از کف اتاق، انحراف از شرایط آسایش حرارتی مشاهده می‌شود. در حالت سوم مشاهده می‌شود که در ارتفاع ۰/۱ متر، نارضایتی حرارتی از شرایط گرمایی کمی بهبود پیدا کرده‌است ولی هنوز این شرایط در محدوده‌هایی از اتاق دارای انحراف از استاندارد است ولی در ارتفاعات بالاتر شرایط گرمایی بهبود قابل توجهی پیدا کرده‌است به‌طوری‌که به مقدار ایده‌ال بسیار نزدیک است.

در شکل (۷) توزیع شاخص درصد نارضایتی حرارتی برای هر سه پیکربندی مورد بررسی نمایش داده شده‌است. باتوجه به مقدار ایده‌آل این شاخص که در استانداردهای آسایش حرارتی ۱۵٪ می‌باشد و نشان‌دهندهٔ درصد افراد ناراضی از شرایط حرارتی محیط است مشخص گردید که در حالت اول در ارتفاع ۰/۱ متر شاخص PPD در محدودهٔ ۳۰٪ است که نشان می‌دهد حدود ۳۰٪ افراد در محدودهٔ سکونت اتاق، در ناحیهٔ مچ پا نارضایتی حرارتی دارند. در ارتفاعات بالاتر یعنی ناحیهٔ سر و گردن در حالت نشسته و ایستاده یعنی به‌ترتیب ارتفاعات ۱/۱ متر و ۱/۷ متر، شاخص PPD در

محدودهٔ بهتری از استاندارد قرار می‌گیرد. فقط نزدیک پنجره و دیوارهای مقابل به‌دلیل تجمع هوای گرم از محدودهٔ استاندارد فراتر می‌رود. در قسمت‌های مرکزی اتاق که محل سکونت افراد است، مقدار آن در محدودهٔ ایده‌آل قرار دارد که مشخص می‌کند در این نواحی کمتر از ۱۵٪ افراد حاضر در محیط دچار نارضایتی حرارتی می‌شوند.

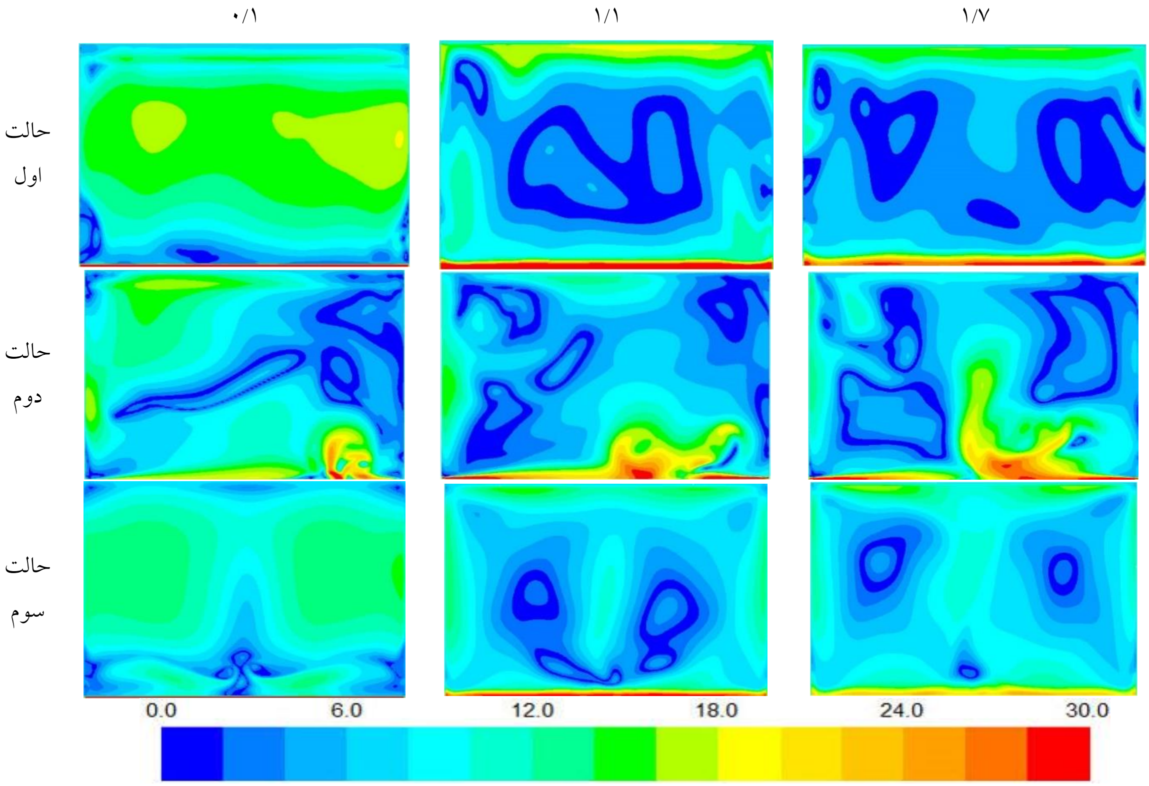
باتوجه به نتایج به‌دست‌آمده برای حالت دوم مشخص می‌گردد که استفاده از دمندهٔ هوای جانبی باعث نفوذ جریان هوای گرم به محل سکونت افراد می‌شود و مقدار نارضایتی در ارتفاعات بالاتر افزایش می‌یابد.



شکل ۷ توزیع افقی شاخص درصد نارضایتی حرارتی (PPD)
در فاصلهٔ ۰/۱m، ۱/۱و ۱/۷ متر از کف اتاق برای سه حالت مورد بررسی

از نتایج شبیه‌سازی برای حالت سوم می‌توان گفت که نارضایتی حرارتی بااستفاده از سیستم دمندهٔ ترکیبی در ارتفاع ۰/۱ متر کمی بهبود پیدا می‌کند و به مقدار ایده‌آل نزدیک‌تر می‌شود ولی هنوز در این ارتفاع حدود ٪۲۵ افراد در ناحیهٔ مچ پا احساس نارضایتی حرارتی دارند ولی در ارتفاعات بالاتر مقدار شاخص نسبت‌به حالت اول بهبود قابل توجهی پیدا می‌کند. مقدار این شاخص برای حالت سوم در ارتفاعات بالاتر سراسر فضای مورد تهویه به‌صورت یکنواخت است و به مقدار ایده‌آل ٪۵ می‌رسد.

در این مطالعه به‌منظور بررسی نقش پنجره بر احتمال ایجاد پدیدهٔ درفت یا سرمایش موضعی روی بدن افراد و هم‌چنین بررسی عملکرد سیستم‌های گرمایی معرفی‌شده، درصد نارضایتی افراد بر اثر پدیدهٔ درفت در اتاق محاسبه گردید. در شکل (۸) تغییرات درصد نارضایتی در اثر پدیدهٔ درفت در فاصلهٔ ۰/۱، ۱/۱ و ۱/۷ متر از کف اتاق برای هر سه حالت پیکربندی نشان داده شده‌است. باتوجه به این‌که بیشترین نارضایتی گزارش‌شده ناشی از سرمایش موضعی در ناحیهٔ مچ پا (۰/۱ متر)، و ناحیهٔ سر و گردن در حالت نشسته (۱/۱ متر) می‌باشد، به‌همین دلیل نتیجه بررسی‌ها در این نواحی از اهمیت خاصی برخوردار است. همان‌طور که از نتایج حالت اول ملاحظه می‌شود تنها در ارتفاع ۰/۱ متر از کف زمین در بعضی نقاط اتاق نرخ درفت از ٪۱۵ بیشتر شده‌است ولی مقدار آن زیاد نیست. نرخ درفت در نزدیک پنجره به‌دلیل اثرات شدید تداخل جریان گرم خارج‌شده از دمنده و جریان سرد رو به پایین از مقدار مجاز بیشتر است ولی در٪۹۰ از فضای اتاق مقدار DR کمتر از ٪۱۵ می‌باشد. برطبق استاندارد ایزو ۷۷۳۰ و اشری درصد نارضایتی حرارتی در اثر پدیدهٔ درفت کمتر از ٪۱۵ به‌عنوان ناحیهٔ مطلوب از نظر آسایش حرارتی تعیین شده‌است. در این نرخ درفت پدیدهٔ سرمایش موضعی ظاهر نمی‌شود. باتوجه به شکل (۸) نرخ درفت در حالت دوم یعنی سیستم دمندهٔ هوای جانبی در بیشتر فضای اتاق در محدودهٔ مطلوبی قرار دارد ولی در نواحی نزدیک پنجره همانند حالت اول با افزایش نرخ درفت مواجهیم که دلیل آن افزایش تداخل جریان هوا در مرکز پنجره و نفوذ آن به قسمت‌های مرکزی اتاق می‌باشد. از طرفی نواحی نزدیک پنجره تا فاصلهٔ 1m از پنجره جزء مناطق اشغال‌شده توسط ساکنان به‌حساب نمی‌آید. به‌همین دلیل نارضایتی حرارتی در این مناطق از اتاق مسئلهٔ مهمی نیست. نتایج حاصل از شبیه‌سازی برای حالت سوم نرخ درفت را در ارتفاع ۰/۱ m از کف اتاق در حالت بهتری نسبت‌به دو حالت قبل نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که در این ناحیه نرخ درفت در بیشتر نقاط اتاق از مقدار استاندارد ٪۱۵ فراتر نرفته‌است و فقط در مناطق بسیار جزئی از اتاق نزدیک دیوارهای جانبی به مقدار ٪۱٦ رسیده‌است. هم‌چنین در این حالت تأثیر وجود دمندهٔ هوای گرم در سقف برروی کاهش نرخ درفت نسبت‌به حالت اول که دمنده فقط در کف اتاق قرار دارد قابل مشاهده است. باتوجه به شکل مقدار نرخ درفت فقط در ارتفاع ۰/۱m در مرز محدودهٔ آسایش قرار دارد ولی در ارتفاع‌های بالاتر مقدار این شاخص در حد بسیار مطلوبی است و مشاهده می‌شود که در اکثر قسمت‌های اتاق نرخ درفت بسیار کمتر از حد مجاز است و از طرفی هم تأثیر اعمال سیستم دمندهٔ ترکیبی روی کاهش تجمع هوای گرم در نقاط انتهایی اتاق و هم‌چنین کاهش نوسانات دمایی و درنتیجه کاهش پدیدهٔ سرمایش موضعی در اتاق قابل مشاهده است.



شکل ۸ تغییرات درصد نارضایتی یا DR روی صفحات افقی به ارتفاع ۱/۱، ۰/۱ و ۱/۷ متر از کف اتاق برای سه حالت مورد بررسی

جمع بندی

به‌منظور غلبه بر پدیدهٔ کوران در فضاهایی با پوستهٔ تمام- شیشه‌ای از سیستم‌های دمندهٔ هوا در اطراف پنجره استفاده گردید. بنابراین عملکرد سیستم گرمایشی در قالب استفاده از سه حالت از قرارگیری دریچه‌های هوای ورودی مورد بررسی و مقایسه قرار گرفت. در حالت اول مکان دریچهٔ هوای ورودی کف اتاق و در زیر پنجره، در حالت دوم ورودی هوا از دیوارهای جانبی در سمت چپ و راست پنجره و در حالت سوم ورودی هوا از مجراهای تعبیه‌شده در کف و سقف در مجاورت پنجره بودند. در تمامی حالات مکان دریچهٔ برگشت در کف و روبه‌روی دیوار شیشه‌ای بود. باتوجه به یافته‌های مطالعهٔ حاضر، نتایج زیر را می‌توان استخراج کرد:

تأثیر تغییرات دبی جریان هوای ورودی به اتاق برروی توزیع دمای اتاق بررسی شد و مشخص گردید که افزایش دبی جریان هوا منجر به افزایش دمای آسایش می‌شود.

در شرایطی که سرعت و دمای جریان هوای ورودی به‌ترتیب ۱/۵ m/s و ۲۵°C باشد برای هر سه حالت مورد مطالعه، توزیع دمای نهایی در بیشتر نقاط اتاق به‌صورت یکنواخت و در محدودهٔ ۲۲-۲۲/۵ °C می‌باشد. این توزیع دما در اتاق به‌صورت یکنواخت و با کمترین تغییرات عمودی مشاهده شد.

باتوجه به نتایج به‌دست‌آمده نارضایتی حرارتی در حالت دوم موقعیت دریچه‌ها نسبت‌به دو حالت دیگر بیشتر است زیرا اختلاط و آشفتگی هوا به‌دلیل جریان هوای جانبی در مرکز اتاق بیشتر است، در صورتی‌که این آشفتگی برای دو حالت دیگر در ارتفاع‌های بالا و نزدیک سقف رخ می‌دهد.

شاخص‌های آسایش میانگین احساس پیش‌بینی شده، درصد نارضایتی پیش‌بینی‌شده و همچنین نارضایتی حرارتی در اثر پدیدهٔ سرمایش موضعی درفت

در چندین ناحیه از فضای اتاق، مورد بررسی و مقایسه قرار گرفت. با بررسی نتایج به‌دست‌آمده از شاخص PMV برای حالت دوم که دمنده‌های هوای‌گرم در دیوارهای جانبی قرار دارند، میزان درفت از مقدار توصیه‌شده در ایزو ۷۷۳۰ کمی بیشتر است؛ به‌طوری‌که رضایت ساکنان از شرایط حرارتی محیط در محدوده بین ۰/۳ تا ۱/۲ قرار می‌گیرد که شرایط هوای تهویه را به‌سمت کمی‌گرم سوق می‌دهد. علاوه‌بر این شاخص PPD نیز در این نواحی از مقدار مجاز ۱۵٪ بیشتر می‌شود. ولی برای موقعیت‌های اول و سوم دریچه‌های هوا، تطابق نتایج با استانداردها بیشتر است، خصوصاً حالت سوم که یک سیستم ترکیبی است به شرایط ایده‌آل بسیار نزدیک می‌باشد و مشاهده شد که توزیع دما و شاخص‌های آسایش حرارتی و نارضایتی حرارتی برای مناطق تعریف‌شده یعنی فواصل ۱/۱ و ۱/۷ متر از کف که ناحیهٔ سر و گردن افراد را در حالت نشسته و ایستاده پوشش می‌دهد تطابق خوبی با استانداردهای تعریف‌شده دارد، به‌طوری‌که شاخص PMV برای حالت سوم درراستای طول اتاق و در ناحیهٔ اشغال‌شده توسط افراد با تغییرات اندکی توزیع شده‌است و به مقدار ایده‌آل ۰/۵ >PMV<۰/۵- که شرایط خنثی و مطبوع از محیط است نزدیک می‌باشد. درصد افراد ناراضی از شرایط حرارتی محیط هم برای این حالت از دو حالت دیگر کمتر است، به‌طوری‌که در قسمت اعظم فضای مورد تهویه از ٦٪ بیشتر نشده‌است.

باتوجه به نتایج مشخص شد که در موقعیت سوم دریچه‌ها، اضافه شدن یک دمندهٔ سقفی به توزیع بهتر گرما در اتاق کمک می‌کند. هم‌چنین در قسمت‌های نزدیک کف و ناحیهٔ مچ پا، دریچهٔ سقفی باعث بهبود شاخص درفت می‌شود، به‌طوری‌که مقدار DR در محدودهٔ مجاز قرار می‌گیرد. اما در حالت اول، مقدار DR در برخی نواحی، که بیشتر نواحی نزدیک به پوستهٔ شیشه‌ای است بیشتر از ۱۵٪ گزارش شد. برای تمامی حالات در فاصلهٔ نزدیک پنجره به‌دلیل اختلاط جریان‌های سرد و گرم و آشفتگی هوا، شاخص‌های آسایش حرارتی از محدودهٔ مجاز فراتر می‌رود اما به‌دلیل این‌که نقاط نزدیک پنجره در محدودهٔ فضای اشغال‌شده توسط ساکنان قرار نمی‌گیرد می‌توان از نارضایتی حرارتی در این منطقه چشم پوشی کرد.

واژه نامه

پدیده کوران	Down-Draught
شاخص آسایش	Comfort Indexes
سطح پنجره به دیوار	WWR
شرایط گرمایی محیط	PMV
نارضایتی افراد	PPD
دینامیک سیالات محاسباتی	CFD
آسایش حرارتی	Thermal comfort

فهرست علائم و اختصارات

کمیت	نماد
سرعت هوا (m/s)	v_a
چگالی (kg/m³)	ρ
نرخ متابولیک (w/m²)	M
میزان کار افراد (W/m²)	W
فشار بخار هوا (pa)	P
دمای هوا (°C)	t_{air}
دمای سطح لباس افراد (°C)	t_{cl}
دمای متوسط تابشی (°C)	t_r
مقاومت حرارتی لباس افراد (W/m²°C)	I_{cl}
فاکتور لباس (-)	f_{cl}
ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی روی سطح لباس (W/m²°C)	h_c
میانگین احساس پیش‌بینی‌شده (-)	PMV
دبی جریان هوا (kg/s)	$\dot{m}$
ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی (W/m²°C)	h
شار حرارتی (W/m²)	q''

نرخ تعویض هوای اتاق (1/h)	ACH	نرخ درفت (٪)	DR
دمای طرح داخل (°C)	T_{in}	انحراف سرعت هوای استاندارد (m/s)	SD
دمای طرح خارج (°C)	T_{out}	سرعت متوسط (m/s)	$\overline{u}$
درصد نارضایتی پیش‌بینی‌شده (٪)	PPD	سرعت نوسانی (m/s)	u'
شدت توربولانسی (٪)	Tu		

مراجع

1. Arabsolghar, A., and Arabsolghar, M., "Comparative Study of Mechanical Characteristic of Mini Implants through Implementation of Real Working Condition Using Finite Element Method", *Research in Dental Sciences*, Vol. 14, pp. 40-48, (2017).
2. Marino, C., Nucara, A., and Pietrafesa, M., "Does Window-to-Wall Ratio Have a Significant Effect on the Energy Consumption of Buildings? A Parametric Analysis in Italian Climate Conditions", *Building Engineering*, Vol. 13, pp. 169-183, (2017).
3. Persson, M. L., Roos, A., and Wall, M., "Influence of Window Size on the Energy Balance of Low Energy Houses", *Energy and Buildings*, Vol. 38, pp. 181-188, (2006).
4. Kesik, T., and Eng,P., "The Glass Condo Conundrum", University of Toronto, Ontario, Canada, (2011).
5. O'Brien, W., & Bennet, I., "Simulation-Based Evaluation of High-Rise Residential Building Thermal Resilience", *Ashrae Transactions*, Vol. 122, No. 1, pp. 113-142, (2016).
6. Bennet, I. E., and O’Brien, W., Field Study of Thermal Comfort and Occupant Satisfaction in Canadian Condominiums", *Architectural Science Review,* Vol. 60, No. 1, pp. 27-39, (2017).
7. Heiselberg, P., Draught Risk from Cold Vertical Surfaces", *Building and Environment*, Vol. 29, No. 3, pp. 297-301, (1994).
8. Kahsay, M. T., "Optimization of Window Confirguration in Buildings for Sustainable Thermal and Lighting Performance", pp. 58-67, (2019).
9. Zukowski, M. A., "New Formula for Determining a Minimum Recommended Value of Inlet Air Velocity from UFAD System to Prevent Occupants from Draught Risk", *Building and Environment*, Vol. 42, No. 1, pp. 171-179, (2007).
10. Liu, S., Schiavon, S., Kabanshi, A., and Nazaroff, W. W., "Predicted Percentage Dissatisfied with Ankle Draft", *Indoor Air*, Vol. 27, No. 4, Pp. 852-862, (2017).
11. Schiavon, S., Rim, D., Pasut, W., and Nazaroff, W. W., "Sensation of Draft at Uncovered Ankles for Women Exposed to Displacement Ventilation and Underfloor Air Distribution Systems", *Building and Environment*, Vol. 96, pp. 228-236, (2016).
12. Schellen, L., Timmers, S., Loomans, M. G. L. C., Nelissen, E., Hensen, J. L. M., & van Marken Lichtenbelt, W., "Downdraught Assessment During Design: Experimental and Numerical Evaluation

of a Rule of Thumb", *Building and Environment*, Vol. 57, Ppp. 290-301, (2012).

13. Ploskic, A., & Holmberg, S., "Heat Emission from Thermal Skirting Boards: An Analytical Investigation", *5th International Workshop on Energy and Environment of Residential Buildings/3rd International Conference on Built Environment and Public Health, Guilin, PEOPLES R CHINA, MAY 29-31*, pp. 1354-1361, (2009).
14. Ploskić, A., and Holmberg, S., "Heat Emission from Thermal Skirting Boards", *Building and Environment*, Vol. 45, No. 5, pp. 1123-1133, (2010).
15. Jurelionis, A., and Isevičius, E., "CFD Predictions of Indoor Air Movement Induced by Cold Window Surfaces", *Civil Engineering and Management,* Vol. 14, No.1, Pp. 29-38, (2008).
16. Bauman, F., and Webster, T., "Outlook for Underfloor Air Distribution", *ASHRAE Journal*, pp. 234-247, (2001).
17. Alajmi, A. F., Abou-Ziyan, H. Z., and El-Amer, W., "Energy Analysis of Under-Floor Air Distribution (UFAD) System: An Office Building Case Study", *Energy Conversion and Management,* Vol. 73, pp. 78-85, (2013).
18. Xue, Y., and Chen, Q., "Influence of Floor Plenum on Energy Performance of Buildings with UFAD Systems", *Energy and Buildings*, Vol. 79, Pp. 74-83, (2014).
19. Alajmi, A. F., Baddar, F. A., & Bourisli, R. I., "Thermal Comfort Assessment of an Office Building Served by Under-Floor Air Distribution (UFAD) System– A Case Study", *Building and Environment*, Vol. 85, pp. 153-159, (2015).
20. Nada, S. A., El-Batsh, H. M., Elattar, H. F., & Ali, N. M., "CFD Investigation of Airflow Pattern, Temperature Distribution and Thermal Comfort of UFAD System for Theater Buildings Applications", *Building Engineering*, Vol. 6, Pp. 274-300, (2016).
21. Shokrollahi, S., Hadavi, M., Heidarinejad, G., and Pasdarshahri, H., "Multi-Objective Optimization of Underfloor Air Distribution (UFAD) Systems Performance in a Densely Occupied Environment: A Combination of Numerical Simulation and Taguchi Algorithm", *Building Engineering*, Vol. 32, P. 101495, (2020).
22. De Dear, R., Xiong, J., Kim, J., & Cao, B.A., "Review of Adaptive Thermal Comfort Research Since 1998", *Energy and Buildings*, Vol. 214, P. 109893, (2020).
23. *Fanger, P. O., "Thermal Comfort. Analysis and Applications in Environmental Engineering",* Danish Technical Press, Copenhagen, Denmark, pp. 96-108, (1970).
24. ASHRAE, "Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy, The American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers", *Special Publications, Atlanta*, GA, pp. 1-35, (2017).
25. https://www.iso.org/standard/39155.html, ISO 7730:2005
26. Chen, Q., "Comparison of Different k-ε Models for Indoor Air Flow Computations", *Numerical Heat Transfer, Part B Fundamentals*, Vol. 28, No. 3,pp. 353-369, (1995).

Investigation of Down-Draught Effect on the Thermal Comfort Indexes in the Building with Glazing Envelope

Alireza Arab Solghar[1] Nowruz Heidari[2], Mohammad Shafiei Dahej[3] fshin Iranmanesh[4]

1. Introduction

In recent decades, the design of the buildings with large windows having large ratio between the area of glazing to the envelope's area is very common which is due to a better view and lower cost of the construction. For instance, buildings with the walls made of concrete and with small openings have higher cost of construction compared to the buildings with large windows. Although as the area of the glazing of the buildings' envelope increases, the problems according to the cooling, heating and air conditioning are more highlighted. The studies that dealt with this issue have shown that as the area of the glazing increases, the amount of energy used for the heating and cooling of the buildings rises. Also, buildings with the large value of the ratio between the area of the glazing to the solid wall area are prone to cause thermal discomfort in winter and the heating of the occupied space in summer that makes the buildings more vulnerable against outage of electricity and broken air conditioning systems. Despite the fact that aforementioned studies have focus on the energy consumption, but the rise of the glazing size and weak design of it could have negative effect on the thermal comfort of the occupied space. According to the available researches, the impact of the glazing and its size is significant on the thermal comfort of the occupants. Disturbance of the thermal comfort is caused by the fact that the inner surface of the glazing is not perfectly insulated which leads to the significant reduction of its temperature, in which the inner temperature of the glazing decreases considerably comparing with the indoor air temperature. Therefore, it turns into a down draught adjacent to the glazing. This phenomenon accumulates the cooled air close to the floor of the space which in the absence of any heating system, it can be distributed in the space toward the height of 0.1 m above from the floor surface. Installing suitable heating systems under the glazing wall to overcome the impacts of down draught was the subject of many studies. In all previous works dealing with this issue, it was reported that with the increase of the glazing's dimensions, the effects of down draught is more intensified and the use of appropriate heating system close to the glazing is unavoidable. An effective approach of the air conditioning systems of the commercial buildings is the use of air induction system from the floor that is situated in the space between the concrete slab and the floor plenum. The performance characteristics of this system are rather different than the traditional air injection systems installed in the ceiling plenum which has the air flow pattern from the floor to the ceiling. Most of the studies worked on the injection of the air form the floor are mainly discussed the analysis of energy consumption or investigated the thermal comfort of these systems and most recently these systems have been optimized. In this study, it is tried to investigate the effects of air distribution system around the glazing walls on the down draught. Therefore, the air blowers were assumed to be installed in three different locations around the glazing wall. The locations of the registers were considered to be under the glazing wall, besides the glazing and simultaneously under and above the glazing to examine the effect of the air blowers' arrangements and their combinations on the down draught phenomenon through computational fluid dynamic method. Also, the comfort condition indexes were analyzed for the proposed systems.

2. Governing equations and patterns in simulation

In the present study, the governing equations include flow field and energy equations as well as those relating to the occupant thermal comfort. The equations govern to the steady and incompressible flow with constant physical properties; they are continuity of mass, momentum and energy equations. To consider air flow in the occupied space, the most common model for turbulent flow is k-ε model. In this scheme, the turbulent fluxes and stresses appeared in the turbulent equations can be written based on Boussinesq approximation method. The idea of employing the thermal comfort model backs to 1960. In 1970, Fenger presented the first analytical model to predict the thermal comfort conditions. Fenger's model is considered to be a steady and single point scheme which is still the

[1] Associate professor, Vali-e-Asr university, Rafsanjan. a.arabsolghar@vru.ac.ir
[2] M. Sc, Vali-e-Asr university, Rafsanjan. nowruz.heydari@kateb.edu.af
[3] Corresponding Author, Associate professor, Vali-e-Asr university, Rafsanjan. m.shafiey@vru.ac.ir
[4] Lecturer, Vali-e-Asr university, Rafsanjan. a.iranmanesh@vru.ac.ir

most applicable analytical model despite a very long time since it has been proposed. In this model, the thermal condition of human's body depends on two personal factors (metabolism rate and cloth insulation) and four environment parameters (air temperature, average radiative temperature, humidity and air speed).

3. Results and discussions

Figure 1 displays the influence of inlet air flow rate to the space on the temperature distribution for the first case of air register arrangement. The temperature of inlet air from the registers is kept constant at 25◦C for all inlet velocities. As seen in the figure, the temperature variation of air flow is negligible from the ankle to the neck and head of human (0.1-1.7 m). The approved range of temperature variation is 3◦C based on ASHRAE and ISO 7730.

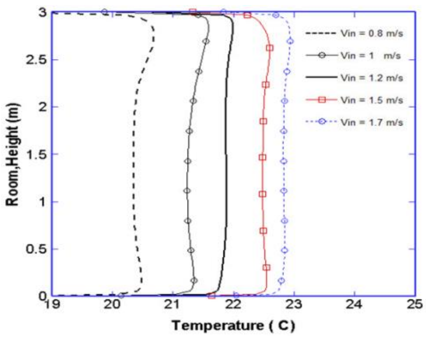


Figure 1. The influence of air flow rate to the space on the thermal comfort temperature for the first case of air distributer arrangement

As depicted in Figure 2, the distribution of air temperature is uniform that ranged from 21.8°C to 22.4°C for the first scenario of air distributer configuration. The temperature of warm inlet air is lowered due to the transferring of heat to the cold glazing surface which finally makes a uniform temperature entire of the space. In the center of the room, the temperature of air is almost constant, such that air temperature difference is about 0.2°C.

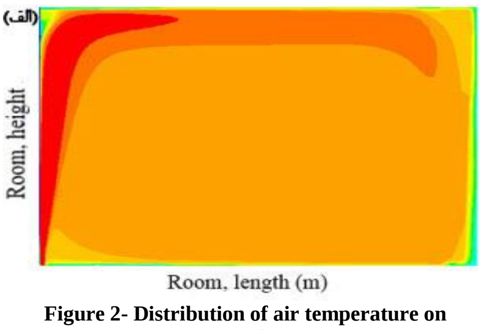


Figure 2- Distribution of air temperature on symmetry plane of the room

In Figure 3, the result obtained from the analysis of the predicted mean vote is illustrated. According to Figure 3, for the case with air distributer mounted on the floor, the values of the PMV index are less than 0.5 for the regions are accounted for the occupant residence which is in good accordance with the recommended values of ISO 7730.

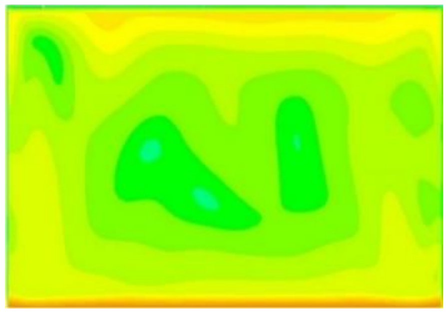


Figure 3- The distribution of predicted mean vote index at 1.1m from the floor for the air distributer mounted on the floor

4-Conclusion

To overcome to the down draught effect in the space with totally glazing envelope, the air distributers were used around the window. Therefore, the performance of the heating system was analyzed and compered for three possible configurations of the air registers. In the first case, the location of air distributer was under the window embedded on the floor, for the second scenario, the air registers were in the left and right sides of the window and at the third position, the air registers were on the floor and on the ceiling adjacent to the window. For all cases, the return grill was on the front wall of the window installed on the floor.

For the condition that the air temperature and speed are 25°C and 1.5m/s, respectively, for all three analyzed cases, the air temperature distribution was uniform in all places of the room ranged from 22°C to 22.5°C. This distribution was observed to be uniform with minimum variation of vertical air temperature variation. The predicted mean vote, percentage of predicted dissatisfied and draught rating indexes have been investigated and compared in some regions of the room. The results showed that for the second scenario of the studied cases, which the air distributers were installed in the left and right side walls, the values of the PMV index were a bit higher than those recommended by ISO 7730; such that the thermal comfort of the space for the occupant was between 0.3 to 1.2, which represents that the air condition is a bit warm compared with cases that the PMV was equal to zero.